

明 細 書

熱交換器

技術分野

[0001] この発明は、冷凍サイクル、特に高圧冷媒を用いた冷凍サイクルの一部を構成する熱交換器であって、一対のタンクと複数のチューブとを連通して構成されるものに関する。

背景技術

[0002] 一対のタンクを複数の扁平状のチューブで連通する構成の熱交換器は、しばしば高圧冷媒を冷却するコンデンサ等として用いられるが、このような熱交換器としては、タンクに形成されたチューブ挿入孔に扁平チューブの端部を挿入してろう付けする接合構造を採択し、かつチューブ挿入孔は扁平チューブの相対的に広い面積側の面が隣接する扁平チューブに向くようにタンクの径方向に沿って延びて開口しているものが公知である(例えば特許文献1及び特許文献2を参照。)。すなわち、タンクの内径寸法は、タンクの軸方向から見たチューブの幅(以下、チューブ幅と略す。)と等しいかそれよりも大きい寸法を有していた。

[0003] ところが、上記の様に、タンクの内径寸法を、前記チューブ幅と等しいかそれよりも大きい寸法とした場合には、冷媒としてCO₂冷媒等の高圧冷媒を用いたときに、タンクの強度を高めるために側壁の肉厚を厚くするにあたり、当該タンクの外形寸法を相対的に大きくする必要があるので、熱交換器が不必要に大型化し、重量増となるという不具合が考えられる。

[0004] これに対し、特許文献3のように、タンクに対し軸方向に沿って延びる流通部と共に連通部を形成し、この連通部を流通部からチューブ挿入孔部位にかけてチューブ幅と同等になるまで暫時広がる形状とすることで、チューブ幅に対しタンクの流通部の内径寸法が小さくなるようにしたものが考えられている。

特許文献1:特開平8-145591号公報

特許文献2:特開2001-133076号公報

特許文献3:特開2003-314987号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0005] しかしながら、特許文献3に示すような構造では、例えばチューブから連通部を介して流通部に冷媒が流れる際に、連通路が絞りとなり、且つ、流路部の流路断面積が相対的に狭いので冷媒の流れがほぼ一点に集中して、冷媒が円滑に流通部内に流れず流路抵抗を生じ、これに伴って冷媒分配性が悪化し、熱交換器の効率が悪化することが想定される。
- [0006] すなわち、チューブ幅に対しタンクの内径寸法が小さいタイプの構造を採用した熱交換器の着想のみでは、タンクの細径化、軽量化が過ぎるなどの構造的な面から、冷媒分配性が悪化し、熱交換器の効率が悪化することも考えられる。
- [0007] そこで、本発明は、チューブ幅に対しタンクの内径寸法を小さくした熱交換器の構造としつつ、更に、冷媒分配性の維持とタンクの小型化、軽量化とを両立することができる熱交換器の数値関係をも提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

- [0008] 本発明に係る熱交換器は、一対のタンクと、この一対のタンク間に配置される複数のチューブと、これらのチューブ間に介在するフィンとから構成され、前記チューブの長手方向に沿った両側の開口端部位を前記タンクに形成される挿入孔に挿入することで前記一対のタンク同士が連通されると共に、前記タンクの軸方向から見た前記チューブの所定部位の幅が前記タンクの通路断面の相当直径よりも大きい熱交換器において、前記タンクの通路断面の相当直径を D_t 、冷媒入口から前記各チューブの開口端に到達するまでの最長経路の寸法を L とした場合に、 $15 \leq L/D_t \leq 42$ としたことを特徴とする（請求項1）。前記タンクの軸方向から見た前記チューブの所定部位とは、前記チューブがねじられた構造をなしている場合には、チューブのうち長手方向の中央部位にあつては、タンクの軸方向から見た幅が通風方向から見た幅よりも広い部位で、両側の開口部位にあつては、通風方向から見た幅がタンクの軸方向から見た幅よりも広い部位である。
- [0009] そして、この発明に係る熱交換器は、前記タンク内の流路面積を S とした場合に、 $20\text{mm}^2 \leq S \leq 50\text{mm}^2$ としたことを特徴としている（請求項2）。また、この発明に係る

熱交換器は、前記タンク内の流路面積を S 、前記タンクの内周の周長の寸法を P 、周長の寸法が P である場合の円の面積を Sc とした場合に、 $S \geq Sc \times 0.7$ であることを特徴としている(請求項3)。更にまた、前記チューブのうち長手方向の中央部位にあっては、前記タンクの軸方向から見た幅が通風方向から見た幅よりも広く、両側の開口部位にあっては、通風方向から見た幅が前記タンクの軸方向から見た幅よりも広くなるように、前記チューブがねじられた構造をなしている(請求項4)。

発明の効果

- [0010] 請求項1に記載の発明によれば、チューブ幅に対しタンクの内径寸法を小さくした熱交換器に対し、優れた冷媒分配性とタンクの外形寸法の小型化、軽量化との両立を図るための数値関係を提供することができる。
- [0011] 特に、請求項2、3に記載の発明によれば、タンクに対し圧損率及び耐圧性について許容することができる流路面積を備えたタンクを提供することができる。
- [0012] 特に、請求項4に記載の発明によれば、タンクに形成されるチューブ挿入孔も、当該タンクの径方向に沿った幅よりも軸方向に沿った幅の方が広い開口形状とすることが可能であるので、チューブの中央側部位のタンク軸方向側から見た幅は、タンクの径方向に沿った内幅よりも大きくすることが可能となる。しかるに、CO₂冷媒などの高圧冷媒を用いるにあたって、タンクに対して、その外形形状を大きくせずに側面の肉厚を相対的に厚くするために流入室・流出室の内幅を小さく細径化するにあたり、このような目的を達成することのできるタンクの寸法設定を採っても、チューブの中央側部位のタンク軸方向側から見た幅は、その影響を受けることがない。よって、チューブは、冷媒の冷媒通路内の通過において通路抵抗(圧損率)の小さい寸法を確保することができる。

図面の簡単な説明

- [0013] [図1]図1は、この発明に係る熱交換器の概略構成が示されているもので、図1(a)は当該熱交換器を上面から見た概略断面図、図1(b)は、当該熱交換器を正面から見た概略断面図である。
- [図2]図2は、同上の熱交換器のチューブとタンクとの接続部分を示す要部拡大斜視図である。

[図3]図3は、同上の熱交換器のチューブとタンクとの接続部分に対しタンク軸方向側から見た状態を示す断面図である。

[図4]図4は、同上の熱交換器のチューブとタンクとの接続部分に対し通風方向側方から見た状態を示す断面図である。

[図5]図5は、同上の熱交換器におけるタンクの断面の相当直径の寸法で冷媒入口から前記各チューブの開口部に到達するまでの最長経路の寸法を割った際の数値の所定範囲を示すための特性線図である。

[図6]図6は、同上の熱交換器におけるタンクの円に対する潰れ度を圧損率及び耐圧性への許容値として示すための特性線図である。

符号の説明

- [0014]
- 1 熱交換器
 - 2 タンク
 - 2a ヘッド本体
 - 3 タンク
 - 3a ヘッド本体
 - 4 チューブ
 - 4a 中央側部位
 - 4b 開口端部位
 - 5 フィン
 - 6 蓋体
 - 7 チューブ挿入孔
 - 8 入口部
 - 9 出口部
 - 10 冷媒通路

発明を実施するための最良の形態

[0015] 以下、この発明の実施形態を図面により説明する。

[0016] 図1から図4に示される熱交換器1は、例えば車両用空調装置の冷凍サイクルであってCO₂冷媒などの高圧冷媒を用いたものの一部を構成するコンデンサとして用い

られるものである。この熱交換器1は、一対のタンク2、3と、この一対のタンク2、3を連通する複数のチューブ4と、このチューブ4間に挿入接合されたコルゲート状のフィン5とを有して構成されている。そして、この熱交換器1は、通常のものにあつては、タンク2、3が図1(b)に示されるように上下に延びるように配置され、紙面に対して垂直に流れる空気がフィン5を通過するようになっている。

- [0017] このうち、タンク2、3は、ろう材をクラッドしたアルミ材を筒状に押出成形してヘッダ本体2a、3aを形成し、このヘッダ本体2a、3aの両端開口部を蓋体6によって閉塞して成るもので、チューブ4を挿入するチューブ挿入孔7がその長手方向に沿って多数形成されている。なお、各チューブ挿入孔7の形状は後述する。また、タンク2、3のヘッダ本体2a、3aの肉厚は、CO₂冷媒などの高圧冷媒を用いるので、通常のものの肉厚よりも相対的に厚くなっている。更に、タンク2、3は、この実施形態では、一方のタンク2に冷媒の熱交換媒体が流入する入口部8が、他方のタンク3に冷媒を流出する出口部9がそれぞれ形成されている。
- [0018] 尚、図示しないが、積層されたチューブ4とフィン5とによって構成される熱交換器1の積層方向の両端において、タンク2、3間に固定されることで配置されるエンドプレートとを有しても良い。
- [0019] 従つて、入口部8から流入された冷媒は、この実施形態では、タンク2内の最上流側に入り、このタンク2内をその軸方向に沿って流れつつ当該タンク2内からチューブ4を通過してタンク3内に移動し、このタンク3内をその軸方向に沿って流れてその最下流側に至り、そこから出口部9を介して流出される。したがって、コンデンサとして用いられるこの熱交換器に流入される冷媒は、冷凍サイクルの圧縮機で圧縮されて相対的に高温高圧冷媒であり、チューブ4を通過する際にフィン5を通過する空気と熱交換することによって熱を放出し、相対的に低温低圧の冷媒となる。
- [0020] これに対し、チューブ4は、CO₂冷媒などの高圧冷媒を用いるため、基本的形態については押し出し成形により形成されるもので、特に図2に示される様に、その内部には一方の開口端から他方の開口端にかけて、例えば断面円状の冷媒通路10が複数並列して形成されている。このチューブ4は、図3及び図4に示されるように、その中央側部位4aにおいては、タンクの軸方向側から見た幅T1が通風方向側から見た

幅T3よりもその寸法を大きくした扁平形状であるのに対し、開口端からその近傍までの部位である開口端部位4bにおいては、反対に、通風方向側から見た幅T4がタンクの軸方向側から見た幅T2よりもその寸法を大きくした扁平形状となっている。なお、幅T1とT4、幅T2とT3とは略同じ寸法である。このようなチューブ4の幅T1とT3、T2とT4の比率の変化は、例えば、図2に示すように、チューブの中央側部位4aに対し開口端部位4bについて、後加工で約90度の角度でひねりを加える形成を施すことにより生じているものである。

[0021] このような構成により、タンク2、3に形成されるチューブ挿入孔7も、その径方向に沿った幅よりも軸方向に沿った幅の方が広い開口形状とすることが可能であるので、チューブ4の中央側部位4aの幅T1及び開口端部位4bの幅T4は、図3、図4に示すように、タンク2、3の通路断面の相当直径Dtよりも大きくすることが可能となる。すなわち、CO₂冷媒などの高圧冷媒を用いるにあたって、タンク2、3について、外形状を大きくせずに側面の肉厚を相対的に厚くするために流入室・流出室の内幅を小さく細径化する必要があるところ、このようなタンク2、3の寸法設定によってもチューブ4の中央側部位4aの幅T1及び開口端部位4bの幅T4は、その影響を受けることがない。よって、チューブ4は、冷媒の冷媒通路10内の通過において通路抵抗(圧損率)の小さい幅T1、T4を確保することができる。

[0022] ところで、タンク2、3の設計上の数値であるが、CO₂冷媒などの高圧冷媒を用いるにあたって、以下のような値にするのが妥当である。

[0023] まず、最小チューブ流量を最大チューブ流量で割ったものを冷媒分配率とし、この数式で導き出された値を横軸とし、熱交換器1の性能を縦軸とし、更に熱交換器1の性能がMAXである場合の冷媒分配率を1.0とすることで、図5(b)に示すように、緩やかにやや上弦の円弧を描いて右上がりの特性線図が導き出される。そして、この特性線図によれば、熱交換器1の性能として許容される最低限度を前記MAXに対し90%とした場合の冷媒分配率の数値は α となる。

[0024] 次に、前述の冷媒分配率を縦軸とし、冷媒入口となる入口部8の端部から各チューブ4の開口部へ到達するまでの寸法をLとし、タンク断面、すなわち、タンク2、3の通路断面の相当直径を前述の如くDtとし、前記LをDtで割って導き出された値を横軸

とする。この場合、図1のように、入口部8がタンク2の軸方向の途中に配置されている場合に、入口部8の開口端から積層方向の最上部側のチューブ4の開口部までの最長経路寸法を L_1 、入口部8の開口端から積層方向の最下部側のチューブ4の開口端部までの寸法を L_2 とした場合に、 L_1 よりも L_2 の方が数値として大きいときには、この L_2 の数値を上記 L の数値として用いる。これにより、図5(a)に示すように、途中で緩やかに右下がりにより下降し、途中から相対的に急に右下がりにより下降する特性線図が導き出される。そして、この特性線図によれば、冷媒分配率が前述の α である場合の L/Dt の数値は、42となる。これに対し、冷媒分配率が1である場合の L/Dt の数値は0から15であるが、15未満の範囲は、冷媒分配率が1のまま推移するので特に必要のない範囲であるから、数値15が導き出される。

[0025] 以上により、タンク2、3は、冷媒分配率とタンク2、3の外形寸法の小型化、軽量化との両立を図るためには、入口部8の開口端から積層方向の最上部側のチューブ4の開口部までの最長経路寸法 L 、及びタンク2、3の流入室・流出室の内幅の相当直径 Dt について、 L/Dt とした場合に、15以上42以下の範囲の数値になるよう各々相対的に設定すべきとなる。

[0026] また、タンク2、3の形状は必ずしも円(真円)に限定されるものではないが、タンク2、3が円に対して潰れるにつれてその流入路、流出路の流路面積も円の場合よりも暫時減少するので、図6の一点鎖線に示される様に、 CO_2 冷媒などの高圧冷媒がタンク2、3内を流れる際の通路抵抗(圧損率)が相対的に高くなる。その一方で、同じく図6の実線に示されるように、タンク2、3が円に対して潰れるにつれて CO_2 冷媒などの高圧冷媒に対する耐圧性も低くなる。このため、タンク2、3の円に対しての潰れ度を、円を1とした場合に0.7までとすることが、図6の2つの特性線図との関係で、タンク2、3の耐圧性、圧損率に対する許容性への限度として導き出される。

[0027] しかるに、タンク2、3の内周の周長の寸法を所定値 P とし、周長の寸法が P である場合の円の面積を Sc とし、タンク2、3内の流路面積を S とした場合に、タンク2、3の流路面積 S は、同じ周長の寸法が P である円である場合の流路面積 Sc に0.7を掛けた値と等しいかそれよりも大きいことが好ましく、更に、この S の値は、 $20mm^2$ よりも大きく $50mm^2$ よりも小さいことが望ましい。

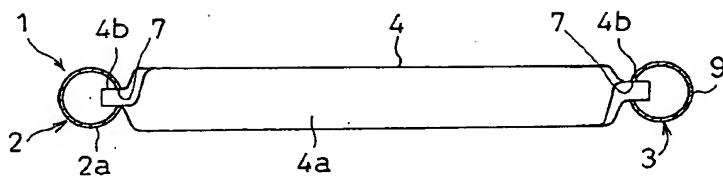
[0028] 尚、この実施形態では、チューブ4に対しねじり構造とした場合として説明したが必ずしもこれに限定されず、チューブ4の幅 $T1$ ($T4$) がタンクの通路断面の相当直径 D よりも大きいものであれば、上記数値は当てはまるものである。

請求の範囲

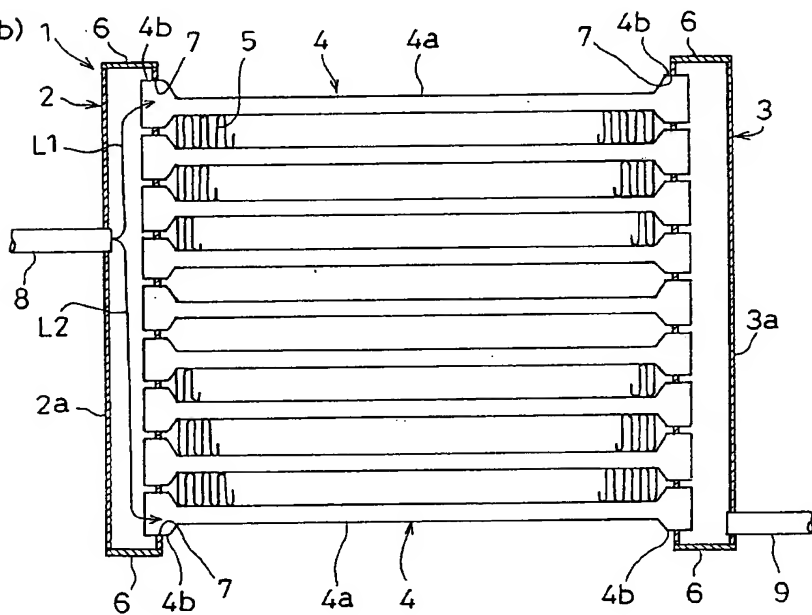
- [1] 一対のタンクと、この一対のタンク間に配置される複数のチューブと、これらのチューブ間に介在するフィンとから構成され、前記チューブの長手方向に沿った両側の開口端部位を前記タンクに形成される挿入孔に挿入することで前記一対のタンク同士が連通されると共に、前記タンクの軸方向から見た前記チューブの所定部位の幅が前記タンクの通路断面の相当直径よりも大きい熱交換器において、
前記タンクの通路断面の相当直径を D_t 、冷媒入口から前記各チューブの開口端に到達するまでの最長経路の寸法を L とした場合に、 $15 \leq L/D_t \leq 42$ としたことを特徴とする熱交換器。
- [2] 前記タンク内の流路面積を S とした場合に、 $20\text{mm}^2 \leq S \leq 50\text{mm}^2$ としたことを特徴とする請求項1に記載の熱交換器。
- [3] 前記タンク内の流路面積を S 、前記タンクの内周の周長の寸法を P 、周長の寸法が P である場合の円の面積を S_c とした場合に、 $S \geq S_c \times 0.7$ であることを特徴とする請求項1又は2に記載の熱交換器。
- [4] 前記チューブのうち長手方向の中央部位にあつては、前記タンクの軸方向から見た幅が通風方向から見た幅よりも広く、両側の開口部位にあつては、通風方向から見た幅が前記タンクの軸方向から見た幅よりも広くなるように、前記チューブがねじられた構造をなしていることを特徴とする請求項1、2又は3に記載の熱交換器。

[図1]

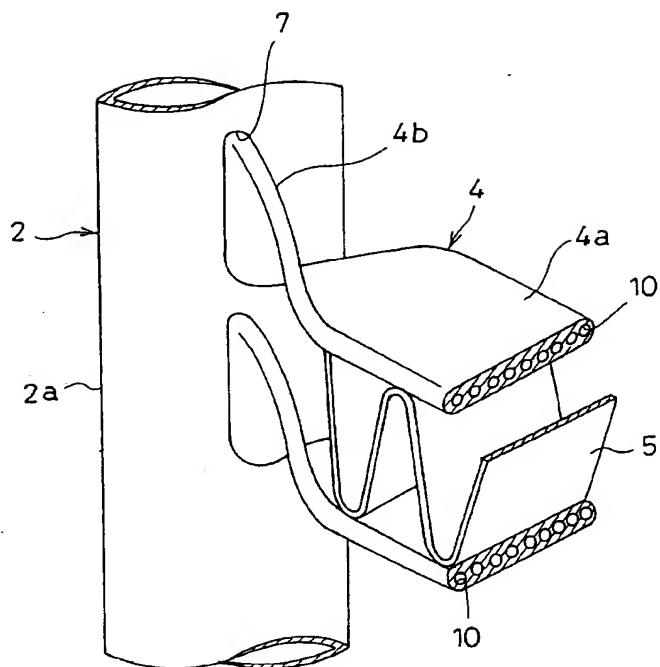
(a)



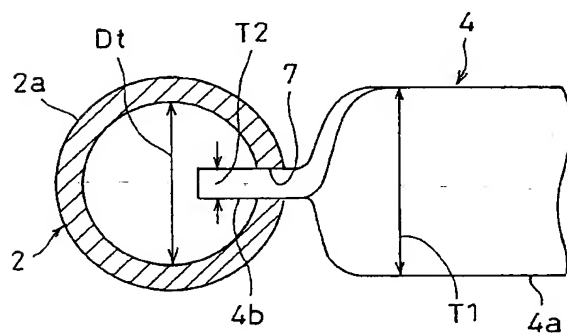
(b)



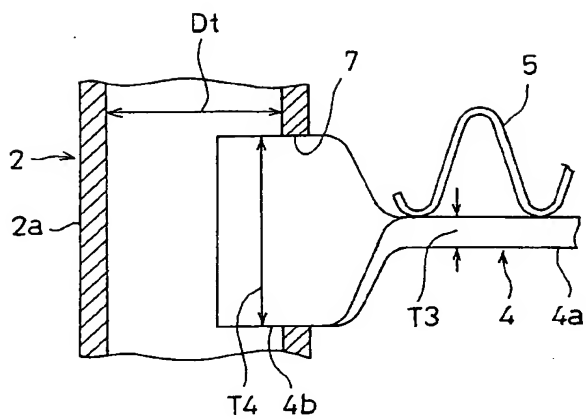
[図2]



[図3]

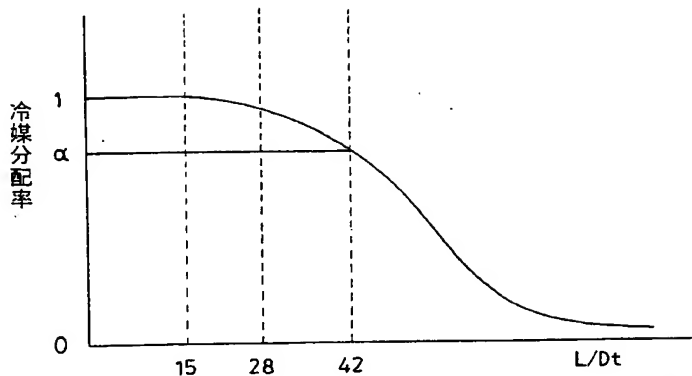


[図4]



[図5]

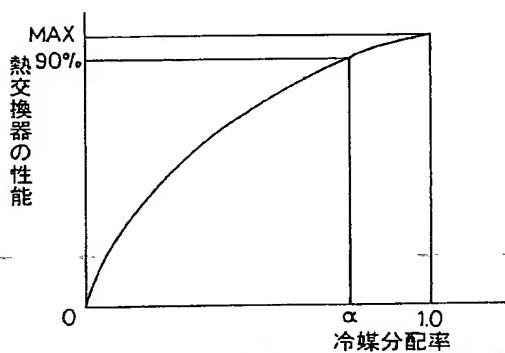
(a)



L =冷媒入口から各チューブ開口部へ
到達するまでの最長経路

Dt =タンク断面の相当直径

(b)



冷媒分配率=最小チューブ流量/最大チューブ流量

[図6]

